

# 工质对 R134a/[Emim]BF<sub>4</sub>-NMP 应用于车载吸收式制冷系统的理论研究

刘绍文, 刘益才<sup>1</sup>, 雷斌义, 化豪爽

(中南大学 能源科学与工程学院, 湖南 长沙, 410083)

**摘要:** 本文采用 R134a/[Emim]BF<sub>4</sub>-NMP 新型工质对, 并以其为基础研发微型车载制冷设备开展了微型车载吸收式制冷循环的理论研究, 对每个换热设备进行了热力学分析, 同时分析了冷凝温度、蒸发温度、吸收温度、发生温度以及放气范围对系统各参数及性能的影响. 分析结果显示, 在系统制冷量恒定的条件下, 冷凝温度、吸收温度以及发生温度与系统 COP 成负相关关系, 而蒸发温度与放气范围与系统 COP 成正相关关系. 在相关合理的工况内, 系统 COP 均可保持在 0.6 左右. 相较于其他影响因素, 冷凝温度与蒸发温度对系统 COP 的影响较大.

**关键词:** 吸收式制冷; 汽车余热; 理论仿真分析; R134a/[Emim]BF<sub>4</sub>-NMP 工质对.

## Theoretical Study on Application of R134a/[Emim]BF<sub>4</sub>-NMP in Vehicle Absorption Refrigeration System

Liu shaowen Liu Yicai Lei Bingyi Hua Haoshuang

(School of Energy Science and Engineering, Central South University, Changsha 410083)

**Abstract:** This paper uses R134a/[Emim]BF<sub>4</sub>-NMP new working fluid pair, and based on it research and development of minivEHICLE refrigeration equipment. The theoretical research on the minivEHICLE absorption refrigeration cycle was carried out, and the thermodynamic analysis was performed for each heat exchange device. The influences of the condensing temperature, evaporation temperature, absorption temperature, occurrence temperature and gas release range on the parameters and performance of the system were also analyzed. The analysis results show that under the conditions of constant cooling capacity of the system, the condensation temperature, absorption temperature, and the occurrence temperature have a negative correlation with the system COP, while the evaporation temperature and the deflation range have a positive correlation with the system COP. In the relevant reasonable conditions, the system COP can be maintained at about 0.6. Compared with other influencing factors, the condensing temperature and evaporation temperature have a greater impact on the system COP.

**Key words:** Absorption refrigeration; automotive waste heat; theoretical simulation analysis; R134a/[Emim]BF<sub>4</sub>-NMP working fluid pair.

## 0 引言

我国汽车及其相关发动机、柴油机能耗占全国总能耗比重接近全国成品油的 60%, 目前汽车发动机有效热效率一般为 35%~40%, 剩余的 60%~65% 主要被发动机的冷却水系统和排气系统带走, 而与此同时约有 15% 的燃油是用在空调制冷[1-6], 因此利用发动机的废热进行制冷既可以节省燃油, 还能够利用废热, 对我国汽车工业的发展有着重要意义。

---

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51776226);

作者简介: . 刘益才 (1968-), 男, 教授, E-mail: lycsu@csu.edu.cn

目前用在吸收式制冷系统的工质对主要有四类: 水类工质对、氨类工质对、醇类工质对和氟利昂类工质对. 吸收式工质对的选择对其物理化学性质方面都有相应的要求, 目前较为普遍的吸收式制冷机普遍采用 LiBr/H<sub>2</sub>O 水溶液或者 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O 溶液作为工质对[7-9]。而车载吸收式制冷系统中常用的工质对是 LiBr/H<sub>2</sub>O, 但是该工质对的制冷系腐蚀较严重, 使用寿命短, 且存在一定的安全隐患。

本文重点研究采用了一种新型工质对 R134a/[Emim]BF<sub>4</sub>-NMP 的制冷系统的运行性能, 期待寻求其在将来可以替代传统吸收式制冷工质对的可行性。

## 1 吸收式制冷系统循环工作原理

本系统以汽车发动机余热驱动, 通过吸收式制冷循环实现汽车空调效果.如图 1 所示, 此微型吸收式制冷系统分为制冷剂循环和混合溶液循环两个过程, 汽车发动机余热加热发生器 A, 使得其中制冷剂蒸发, 通过发生器上部的分离过滤装置过滤掉部分混合溶液后进入气液分离器 C, 在气液分离器 C 中进一步分离.高温高压的纯制冷剂蒸汽经过冷凝器 D 冷凝后变为常温高压的制冷剂液体, 并通过膨胀阀 F 进行节流降压变为低温低压的制冷剂液体, 之后再经过蒸发器 G 吸收环境热量从而蒸发为低温低压的制冷剂蒸汽, 此制冷剂蒸汽从吸收器 K 下端进入被其中的混合溶液吸收, 从而完成制冷剂循环.发生器 A 中制冷剂蒸发之后剩余的高温高压低浓度的混合溶液与气液分离器 C 下端少量的混合溶液一起经过溶液热交换器 M 降温后经过减压阀 L 进行降压, 之后从吸收器 K 上端进入, 对来自吸收器 K 下端的制冷剂蒸汽进行降膜吸收, 吸收之后变为常温低压的高浓度混合溶液, 此部分混合溶液通过吸收器 K 下端流出通过溶液泵 I 进行加压, 加压后常温高压高浓度的混合溶液经过溶液热交换器 M 吸收部分高温低浓度混合溶液的热量后进入发生器 A 中, 完成混合溶液循环。

本吸收式制冷系统在吸收器出口设置了一回流装置, 可以有效防止因吸收器 K 中溶液不足而导致的溶液泵 I 空转的现象, 其工作过程为当溶液泵 I 出现空转现象时, 便打开手阀 J 使得溶液泵 I 之后的高浓度混合溶液通过减压阀 H 之后回流到溶液泵前端的管道中, 以此来补充使得溶液泵可以满液正常运转.此外, 本系统在发生器 A 和吸收器 K 间设置一手阀 E, 用来进行系统压力平衡。

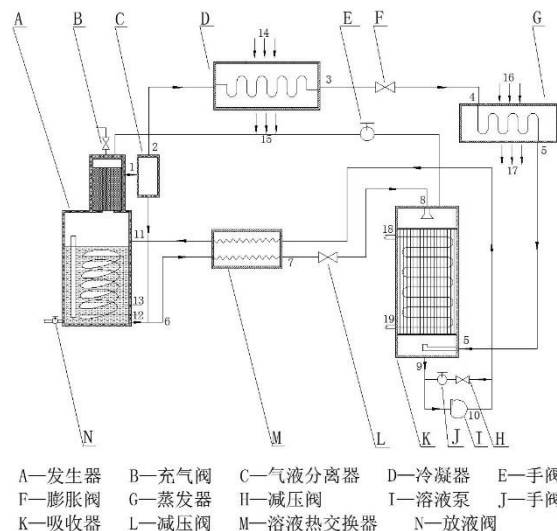


图 1 微型吸收式制冷系统循环示意图

本系统中以 95℃ 恒温热水代替发动机冷却水余热为发生器进行供热, 冷凝器冷却方式为风冷, 蒸发器采用空气冷却型干式蒸发器, 吸收器由于采用降膜吸收的方式, 故采用冷却水进行冷却。

## 2 工质对的选用

吸收式制冷工质对需要满足一定的条件，以下列出几个重要的方面：(1) 对制冷剂的要求：冷凝压力不要太高、蒸发压力不要过低，蒸发潜热大，蒸汽具有较小的比容，无毒、无刺激、不可燃、无爆炸、无腐蚀、热稳定、化学稳定性高、廉价易得；(2) 对吸收剂的要求：吸收剂要能够充分吸收制冷剂，也就是说制冷剂在其中的溶解度要够大，同时两者还需要有较大的沸点差，此外，诸如无毒、无腐蚀、热力学性质稳定、化学性质稳定等都是必要的条件；(3) 工质对配合要求：工质对不论在高温或低温的条件下，都需要不易结晶，而且二者混合的时候放出的混合热要小，同时比热容也要小。

本吸收式制冷系统为低负荷小型制冷机而设计，根据以上要求，选择新型吸收式制冷工质对，制冷剂选择 R134a，吸收剂选择离子液体和有机液体的混合溶液，离子液体选用 1-乙基-3-甲基咪唑四氟硼酸盐 ([Emim]BF<sub>4</sub>)，有机液体选用 1-甲基-2-吡咯烷酮 (NMP)，吸收剂中 [Emim]BF<sub>4</sub> 的质量分数为 40%，NMP 的质量分数为 60%。故本系统采用的吸收式工质对为 R134a/[Emim]BF<sub>4</sub>-NMP。

## 3 热力循环模拟研究

### 3.1 工质对参数计算

#### 3.1.1 纯制冷剂的汽化潜热计算

对于纯制冷剂而言，其汽化潜热可通过 Pittzer-Chen 式 (3-1) 进行计算[10]：

$$\Delta_{\text{eva}} h = \frac{(aT_r + b + c \lg p_r) T}{M(d - T_r)} \quad (3-1)$$

上式中， $\Delta_{\text{eva}} h$  为制冷剂的汽化潜热，单位为 kJ/kg；T 表示温度，单位为 K；M 表示摩尔质量，单位为 g/mol；Pr 为临界压力，Tr 为临界温度。

#### 3.1.2 纯物质的定压比热容计算

对于液态纯物质而言，根据不同的物质，其定压比热容可采用不同的式进行计算，对于 [Emim]BF<sub>4</sub> 而言，其定压比热容可用式 (3-2) 求解：

$$C_p^1 = a + bT + cT^2 \quad (3-2)$$

定压比热容  $C_p$  的单位为 kJ/(kg K)，温度 T 的单位为 K。式 (3-2) 中所涉及参数由表 1 给出。

表 1 式 (3-2) 中的参数

物质	a	$b \times 10^3$	$c \times 10^6$
[EMIm]BF <sub>4</sub>	1.4107	-0.68749	3.9426

对于 NMP 而言，其定压比热容可通过式 (3-3) 给出：

$$C_p^0 = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 \quad (3-3)$$

定压比热容  $C_p$  的单位为 kJ/(kg K)，温度 T 的单位为 K。式 (2-3) 中所涉及参数由表 2 给出。

表 2 式 (3-3) 中的参数

物质	$C_0$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	Ref. <sup>a</sup>
NMP	-2.677	0.47905	$-2.87 \times 10^{-4}$	$1.94 \times 10^{-7}$	E

气态制冷剂的定压比热容由式 (3-4) 给出:

$$C_p^v = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (3-4)$$

式 (3-4) 中, 定压比热容  $C_p$  的单位为  $\text{kJ}/(\text{kg K})$ , 温度  $T$  的单位为  $\text{K}$ 。

### 3.1.3 纯物质的比焓计算

在对物质的焓值进行计算时, 首先需要选定一个基准温度, 本文选择的基准温度  $T_0$  为  $273.15\text{K}$ , 规定在基准温度  $T_0$  时, 纯物质的比焓为  $0\text{kJ}/\text{kg}$ , 从而方便在温度  $T$  时求得纯物质的焓值. 在温度  $T$  时, 纯液态物质的比焓可通过式 (3-5) 进行计算:

$$h^l = \int_{T_0}^T C_p^l dT \quad (3-5)$$

对于饱和的制冷剂蒸汽而言, 其焓值可通过式 (3-6) 求得:

$$h_{sat}^v = \Delta_{eva} h + h^l \quad (3-6)$$

在式 (3-6) 中,  $\Delta_{eva} h$  可由式 (3-1) 求得,  $h^l$  可由式 (3-5) 求得.

当制冷剂蒸汽温度高于其饱和温度时, 即存在过热度时, 其焓值可通过式 (3-7) 进行计算:

$$h_{sup}^v = h_{sat}^v + \int_{T_{sat}}^T C_p^v dT \quad (3-7)$$

式 (3-7) 中,  $T_{sat}$  为过热制冷剂蒸汽的温度, 单位为  $\text{K}$ ;  $h_{sat}^v$  为饱和和制冷剂蒸汽的焓值,

可由式 (3-6) 求得,  $C_p^v$  为气态制冷剂的比热容, 可由式 (3-4) 求得.

对于溶液而言, 其比焓可通过式 (3-8) 进行计算:

$$h^s = wh_{ref}^l + (1-w)h_{abs}^l + \Delta_{mix} h \quad (3-8)$$

式 (3-8) 中,  $w$  为溶液中制冷剂组分的质量百分数;  $h_{abs}^l$  和  $h_{ref}^l$  分别为液态吸收剂和液态制冷剂的焓值, 可根据式 (3-5) 进行计算;  $\Delta_{mix} h$  为溶液混合焓, 由于其值较小, 通常可忽略不计, 故式 (3-8) 可写为:

$$h^s = wh_{ref}^l + (1-w)h_{abs}^l \quad (3-9)$$

根据以上各式可求得工质对 R134a/[Emim]BF4-NMP 在不同温度压力下的焓值。

## 3.2 热力循环假设

在进行热力循环计算之前, 为了使得计算方便, 本文先对计算过程做如下的假设:

- (1) 假定本吸收式制冷系统在运行过程中一直处于稳定状态;
- (2) 在本吸收式制冷系统的运行过程中, 系统发生过程和吸收过程均处于平衡状态;
- (3) 忽略制冷循环过程中所有设备的热损失, 同时忽略辐射换热的作用, 只考虑对流换热对系统的影响, 并假定不凝性气体对系统不会造成影响;
- (4) 假定发生压力与冷凝压力相等, 同时考虑到制冷剂蒸汽从蒸发器中流动到吸收器

中时需要推动力, 故假定吸收压力比蒸发压力低 0.01Mpa;

(5) 假定系统发生温度为发生器出口稀溶液的温度, 系统吸收温度为吸收器出口浓溶液的温度, 并且认为发生器顶部流出的制冷剂蒸汽的温度与发生器底部流出的稀溶液的温度相等;

(6) 设定冷凝器出口制冷剂为饱和液体状态; 蒸发器出口制冷剂蒸汽有 5℃过热;

(7) 吸收式工质对在经过减压阀和溶液泵时, 仅压力改变, 温度和焓值保持不变。

### 3.3 热力计算基本原理

本吸收式制冷循环必须满足系统总质量守恒、能量守恒。

总质量守恒方程为:

$$\sum m_{in} - \sum m_{out} = 0 \quad (3-10)$$

制冷剂 R134a 质量守恒方程为:

$$\sum (m\xi)_{in} - \sum (m\xi)_{out} = 0 \quad (3-11)$$

系统能量守恒方程为:

$$|\sum (mh)_{in} - \sum (mh)_{out}| = Q \quad (3-12)$$

以上各式中,  $m$  为制冷剂 R134a、R134a/[Emim]BF4-NMP 工质对溶液、冷却空气或者冷却水的质量, 单位为 kg;  $\xi$  为 R134a/[Emim]BF4-NMP 溶液的质量浓度;  $Q$  为系统中各个换热设备的换热量, 单位为 kJ;  $h$  为 R134a/[Emim]BF4-NMP 溶液或者制冷剂 R134a 的比焓, 单位为 kJ/kg; 下标 in 表示工质从外部流进各换热设备, 下标 out 表示工质从各换热设备流出。

### 3.4 系统设计参数选取

#### (1) 环境温度参数

本系统选定湖南省夏季平均温湿度作为设计的一般工况, 以长沙为例, 长沙地区属于夏热冬冷地区, 年平均气温在 16.8~17.2℃之间. 最高温度一般出现在七月中旬到八月下旬, 最低气温多出现在 12 月下旬至 2 月中旬. 本文选定湖南省夏季平均温度为 32℃, 平均湿度为 63%。

#### (2) 发生器加热热水参数

本文以热水来比拟发动机冷却水用来加热发生器, 这里选用 95℃的恒温热水, 确定热水流量为 15L/min。

#### (3) 冷凝器相关参数

本文冷凝器冷却方式选择强迫对流空气冷却方式, 一般冷却空气在冷凝器中的温升为 10℃左右, 本文选定冷却空气温升为 10℃。

#### (4) 冷凝温度与冷凝压力

对于强迫对流空气冷却的冷凝器而言, 其冷凝温度一般取比冷却空气进口温度高 13-15℃, 本文选定冷凝温度比冷却空气入口温度高 13℃, 即 45℃, 然后根据 R134a 制冷剂图表, 确定其冷凝温度。

#### (5) 蒸发温度与蒸发压力

本文选择蒸发器冷却方式为强迫对流空气冷却, 同时根据制冷空间冷量的需求, 选定蒸发器冷却空气出口温度为 13℃, 一般情况下, 蒸发器进出口空气温差为 10℃左右, 而蒸发温度一般比蒸发器冷却空气出口温度低 10℃左右. 本文选定蒸发温度为 3℃, 然后根据 R134a 制冷剂图表关系, 便可确定系统蒸发压力。

#### (6) 吸收器相关参数

本文确定吸收器中 R134a/[Emim]BF4-NMP 稀溶液与制冷剂蒸汽的吸收方式为降膜吸收,故而吸收器冷却方式需为水冷.根据湖南省夏季平均水温情况,本文选定冷却水温度为 15℃,一般情况下,吸收器中冷却水温升为 8℃左右,吸收器中浓溶液出口温度比冷却水出口温度高 5℃左右。

本文选定吸收器出口浓溶液温度即吸收温度为 28℃,为了保证蒸发器中制冷剂蒸汽到吸收器中的推动力,一般取吸收压力比蒸发压力低 0.01Mpa.对于 R134a/[Emim]BF4-NMP 工质而言,温度、压力和浓度三个参数,知道其中两个,便可根据其性质图表,求得第三个参数。

#### (7) 发生器相关参数

系统发生温度为发生器出口稀溶液的温度,发生压力与冷凝压力相同,在 R134a/[Emim]BF4-NMP 稀溶液浓度、压力已知的情况下,根据 R134a/[Emim]BF4-NMP 性质图表可求得稀溶液的温度,即可求出发生温度。

#### (8) 溶液热交换器相关参数

本系统中溶液热交换器采用板式换热器,取冷端温差为 7℃,则溶液热交换器稀溶液出口点 7 点的溶液温度可通过式 (3-13) 求出:

$$t_7 = t_9 + 7 \quad (3-13)$$

系统中 R134a/[Emim]BF4-NMP 浓溶液从吸收器出口 9 点流出后,经过溶液泵加压后经由 10 点流入溶液热交换器,浓溶液在 9 点和 10 点的温度相同。

综上所述,本 R134a/[Emim]BF4-NMP 吸收式制冷系统热力计算的参数如表 3 所示。

表 3 吸收式系统热力计算参数表

项目	冷负荷/kW	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃	发生温度/℃	吸收温度/℃
数值	5	3	45	52	28

## 4 模拟结果及分析

### 4.1 冷凝温度对系统的影响

系统冷凝温度的变化对系统各个部件及状态点的参数都有很大的影响,本部分将通过不同冷凝温度下系统参数的变化来分析冷凝温度对于本微型吸收式制冷系统的影响。

#### 4.1.1 冷凝温度对系统循环工质流量的影响

图 2 为本微型吸收式制冷系统中工质质量流量随冷凝温度的变化曲线图.从图中可以看出,在冷凝温度从 25℃增大到 50℃的情况下,制冷剂 R134a 质量流量  $m_r$  从 0.029kg/s 增大到 0.038kg/s, R134a/[Emim]BF4-NMP 浓溶液质量流量  $m_s$  从 0.133 kg/s 增大到 0.170 kg/s, R134a/[Emim]BF4-NMP 稀溶液质量流量  $m_w$  从 0.104kg/s 增大到 0.133kg/s,都呈现增大的趋势.这是因为在制冷负荷恒定、系统蒸发温度不变的条件下,随着冷凝温度的逐渐增大,系统单位质量制冷量不断减小,为了保证系统制冷负荷的稳定,制冷剂质量流量势必会不断增大.在制冷剂质量流量增大的同时, R134a/[Emim]BF4-NMP 浓溶液和稀溶液在浓度不变的情况下,其质量流量也会随着增大,而相较于制冷剂质量流量来说,由于存在着循环倍率的影响,所以 R134a/[Emim]BF4-NMP 溶液质量流量的变化会更加明显。

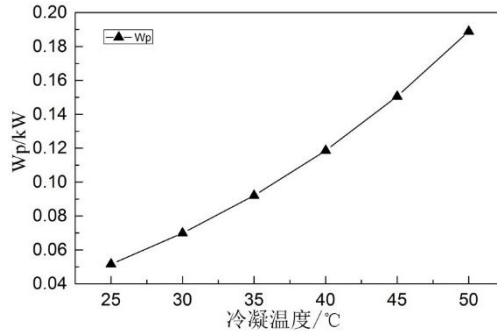
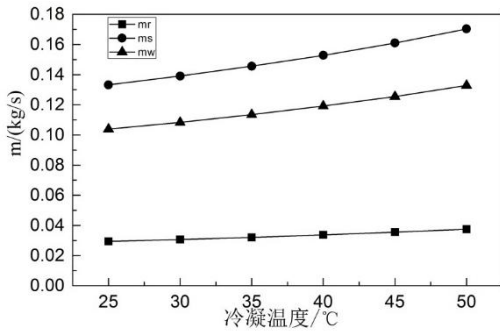


图2 工质质量流量随冷凝温度变化曲线图      图3 溶液泵功率随冷凝温度变化曲线图

#### 4.2.2 冷凝温度对溶液泵功率的影响

图3为本系统溶液泵功率随冷凝温度的变化曲线图。图3表明，在系统冷凝温度从25°C增大到50°C的情况下，溶液泵功率 $W_p$ 也从0.05kW增大到0.19kW。这是因为在系统制冷负荷恒定、蒸发温度不变的条件下，随着冷凝温度的增大，虽然蒸发压力和吸收压力不变，但是冷凝压力和发生压力不断增大，这就使得溶液泵进出口压差不断增大，使得溶液泵单位比功不断增大。在冷凝温度增大的过程中，R134a/[Emim]BF4-NMP浓溶液质量流量也在不断增大，故而溶液泵功率会随着系统冷凝温度的增大而增大。

#### 4.2.3 冷凝温度对各部件热负荷的影响

图4为本系统中发生器、吸收器、溶液热交换器以及冷凝器热负荷随冷凝温度的变化曲线图。从图可以看出，在冷凝温度从25°C增大到50°C的情况下，发生器热负荷 $Q_g$ 从6.64kW增大到8.46kW，吸收器热负荷 $Q_{ab}$ 从5.89kW增大到7.53kW，溶液热交换器热负荷 $Q_{ex}$ 从1.19kW增大到3.86kW，而冷凝器热负荷 $Q_c$ 则从5.75kW增大到5.92kW。综合比较而言，发生器热负荷 $Q_g$ 、吸收器热负荷 $Q_{ab}$ 以及溶液热交换器热负荷 $Q_{ex}$ 变化趋势都比较明显，其中溶液热交换器热负荷 $Q_{ex}$ 变化趋势最大，而冷凝器热负荷 $Q_c$ 则变化很小。

这是因为在系统制冷负荷恒定、蒸发温度不变的情况下，随着冷凝温度的增大，发生温度也会不断变大，在发生器中R134a/[Emim]BF4-NMP稀溶液浓度不变的情况下，为了维持发生温度的增大，外部热源就需要供给发生器更多的热量，故而发生器热负荷也会不断增大。而吸收器中R134a/[Emim]BF4-NMP浓溶液浓度及吸收温度不变，随着发生器热负荷的增大，吸收器热负荷也会不断增大。对于溶液热交换器而言，随着冷凝温度的不断增大，来自发生器的R134a/[Emim]BF4-NMP稀溶液温度不断升高，而来自吸收器的R134a/[Emim]BF4-NMP浓溶液温度不变，与此同时，R134a/[Emim]BF4-NMP溶液的质量流量在不断的增大，因此溶液热交换器热负荷也会跟随着不断的增大。对于冷凝器而言，随着冷凝温度的增大，冷凝器单位质量热负荷会不断增大，同时制冷剂质量流量也在不断的增大，故而，冷凝器热负荷也会不断的增大。

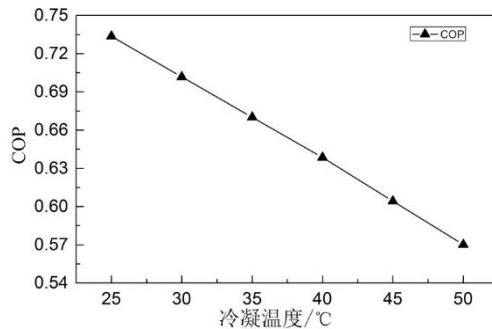
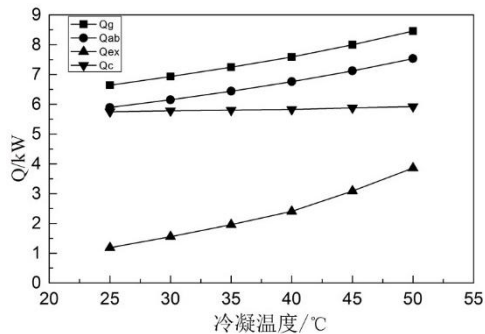


图4 系统部件热负荷随冷凝温度变化曲线图      图5 系统 COP 随冷凝温度变化曲线图

#### 4.2.4 冷凝温度对系统 COP 的影响

图 5 为本系统 COP 随着冷凝温度升高的变化曲线图，从图中可以看出，在在冷凝温度从 25℃增大到 50℃的同时，系统 COP 也从 0.73 降到了 0.57.在冷凝温度的升高过程中，系统制冷负荷保持不变，而发生器热负荷、溶液泵功率都在不断的增大，故而系统 COP 会不断的降低。

#### 4.2.5 冷凝温度对发生器热水出口温度的影响

图 6 本系统中发生器热水出口温度随冷凝温度的变化曲线图，从图中可以看出，当冷凝温度从 25℃增大到 50℃时，相应的发生器热水出口温度从 88.7℃降低到 87℃，主要是因为当冷凝温度不断升高时，发生器热负荷不断增大，为了供应这部分热负荷，在热水质量流量不变的情况下，热水出口温度势必会不断降低。

### 4.3 蒸发温度对系统的影响

本部分介绍蒸发温度的变化对系统各部件运行状况的影响。

#### 4.3.1 蒸发温度对系统循环工质流量的影响

图 7 为本系统中循环工质对随蒸发温度变化的曲线图，从图中可以看出，当蒸发温度从 0℃增大到 13℃的过程中，制冷剂 R134a 质量流量  $m_r$  从 0.036 kg/s 减小到 0.034 kg/s，R134a/[Emim]BF4-NMP 浓溶液质量流量  $m_s$  从 0.180 kg/s 减小到 0.115 kg/s，R134a/[Emim]BF4-NMP 稀溶液质量流量  $m_w$  从 0.144 kg/s 减小到 0.081 kg/s。

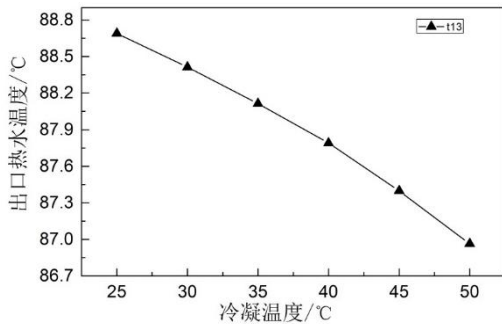


图 6 发生器热水出口温度随冷凝温度变化曲线图

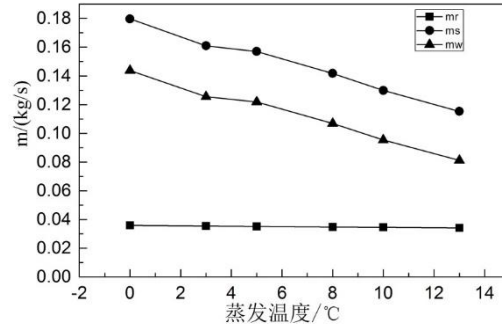


图 7 系统循环工质质量流量随蒸发温度变化曲线图

#### 4.3.2 蒸发温度对溶液泵功率和系统循环倍率的影响

图 8 为系统循环倍率和溶液泵功率随蒸发温度的变化曲线，从图中可以看出，在蒸发温度从 0℃增大到 13℃时，系统循环倍率  $f$  从 5 减小到 3.38，溶液泵功率从 0.175kW 减小到 0.091kW.在系统制冷负荷恒定、冷凝温度不变的情况下，随着蒸发温度的升高，对于溶液泵而言，系统发生压力稳定不变，吸收压力会不断增大，因此溶液泵两端的压差会逐渐降低，此外，R134a/[Emim]BF4-NMP 浓溶液质量流量也会逐渐降低，因此，溶液泵功率会随着蒸发温度的升高而不断降低。

#### 4.3.3 蒸发温度对系统部件热负荷的影响

图 9 为不同蒸发温度下系统各部件热负荷变化曲线图，图 9 表明，当蒸发温度从 0℃增大到 13℃的情况下，发生器热负荷  $Q_g$  从 8.34kW 减小到 7.07kW，吸收器热负荷  $Q_{ab}$  从 7.31kW 减小到 6.66kW，溶液热交换器热负荷  $Q_{ex}$  从 3.95 kW 减小到 1.30 kW，而冷凝器热负荷  $Q_c$  则从 6.04 kW 减小到 5.41 kW。



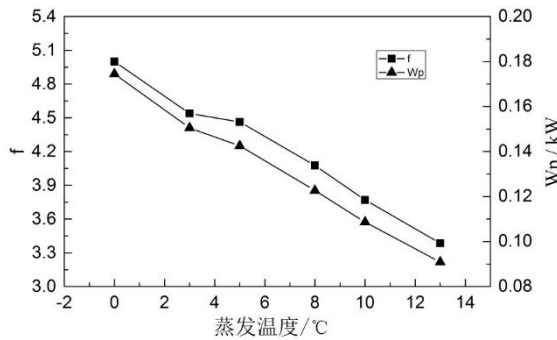


图 8 系统循环倍率和溶液泵功率随蒸发温度变化曲线图

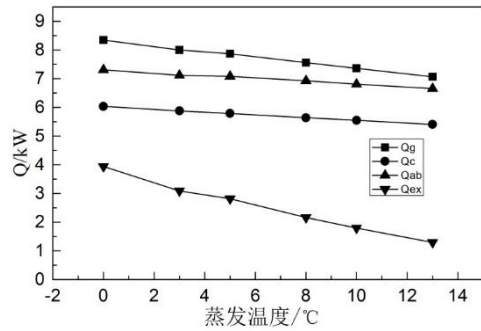


图 9 系统部件热负荷随蒸发温度变化曲线图

#### 4.3.4 蒸发温度对系统 COP 的影响

图 10 为系统 COP 随着蒸发温度的变化曲线，从图中可以看出，当蒸发温度从 0°C 增大到 13°C 时，系统 COP 有着明显的升高趋势，其从 0.58 增大到了 0.69。从前面的分析可知，系统溶液泵功率和发生器热负荷皆随着蒸发温度的升高而下降，在系统制冷负荷不变的情况下，系统 COP 势必会不断增大。

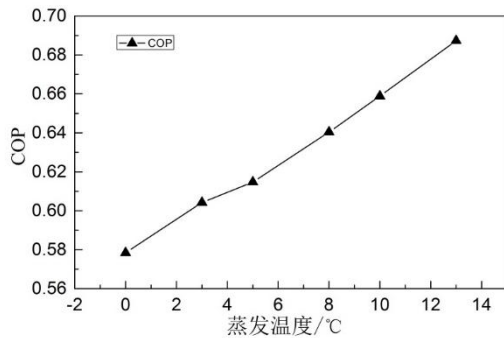


图 10 系统 COP 随蒸发温度变化曲线图

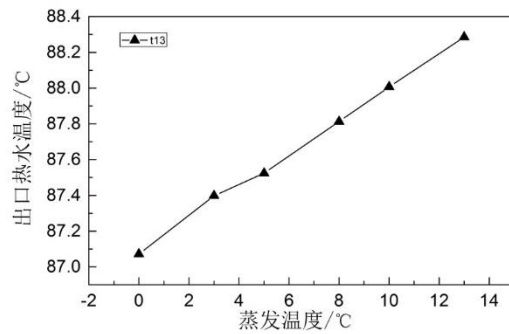


图 11 发生器热水出口温度随蒸发温度变化曲线图

#### 4.3.5 蒸发温度对发生器热水出口温度的影响

图 11 为加热发生器热水出口水温随蒸发温度的变化曲线，图 11 表明，随着蒸发温度的不断增大，发生器热水出口温度有明显的升高趋势，从 87.1°C 增大到 88.3°C。从前面的分析可知，随着蒸发温度的不断升高，发生器热负荷在不断降低，在热水质量流量不变的条件下，发生器热水出口温度会逐渐升高。

### 4.4 吸收温度和发生温度对系统的影响

本部分介绍不同吸收温度与发生温度下，系统各部件相应参数的变化情况。

#### 4.4.1 吸收温度和发生温度对系统工质流量的影响

图 12 和图 13 分别为系统工质质量流量随吸收温度和发生温度的变化曲线，从图 12 可以看出，当系统吸收温度从 25°C 增大到 38°C 时，R134a/[Emim]BF4-NMP 浓溶液质量流量  $m_s$  从 0.150kg/s 增大到了 0.221kg/s，R134a/[Emim]BF4-NMP 稀溶液质量流量  $m_w$  从 0.115kg/s 增大到了 0.186kg/s，而制冷剂 R134a 质量流量  $m_r$  则维持 0.036kg/s 不变。

图 13 表明当发生温度从 52°C 升高到 62°C 的过程中，R134a/[Emim]BF4-NMP 浓溶液质量流量  $m_s$  的值从 0.161kg/s 增大到 0.229kg/s，R134a/[Emim]BF4-NMP 稀溶液质量流量  $m_w$

的值从0.126kg/s增大到0.194kg/s,而制冷剂R134a质量流量 $m_r$ 的值却一直稳定在0.036kg/s。从以上分析以及图12和13可以看出,系统循环中R134a/[Emim]BF4-NMP溶液质量流量与吸收温度和发生温度成正相关关系,而制冷剂质量流量不随其变化,呈稳定状态。

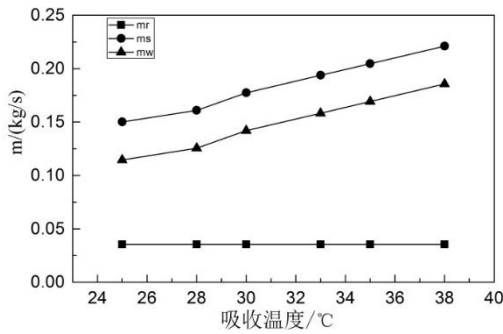


图 12 系统工质流量随吸收温度变化曲线

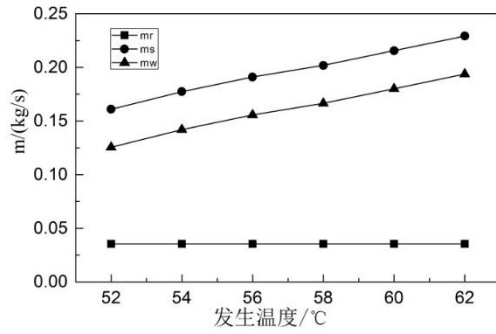


图 13 系统工质流量随发生温度变化曲线

#### 4.4.2 吸收温度和发生温度对溶液泵功率和系统循环倍率的影响

图14和15分别为吸收温度和发生温度对系统溶液泵功率和循环倍率的影响曲线,从图14可以看出,当吸收温度从25°C升高到38°C时,系统循环倍率 $f$ 从4.23增加到了6.23,溶液泵功率 $W_p$ 从0.140kW增加到0.207kW.从上述分析可知,当吸收温度升高时,系统循环倍率会逐渐增大,对溶液泵而言,系统发生压力和吸收压力都保持不变,因而溶液泵两侧压差会保持恒定,对于经溶液泵加压的R134a/[Emim]BF4-NMP浓溶液来说,在系统吸收温度的升高过程中,其质量流量也会不断增大,因此,溶液泵功率会随着吸收温度的升高而逐渐增大。

图15表明,在系统发生温度从52°C升高到62°C的过程中,系统循环倍率 $f$ 从4.54增大到了6.46,溶液泵功率 $W_p$ 从0.151kW增大到了0.214kW.可以发现,系统循环倍率和溶液泵功率随发生温度的变化趋势与随吸收温度的变化趋势类似,对于循环倍率而言,其影响因素在于经过溶液泵的R134a/[Emim]BF4-NMP浓溶液质量流量的增加。

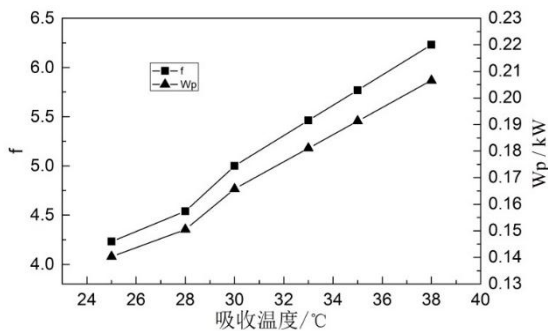


图 14 溶液泵功率和循环倍率随吸收温度变化曲线

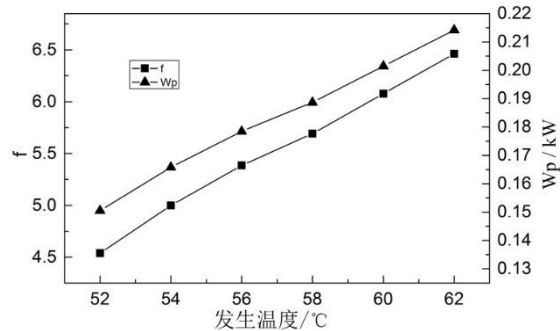


图 15 溶液泵功率和循环倍率随发生温度变化曲线

#### 4.4.3 吸收温度和发生温度对系统部件热负荷的影响

图16和17分别为系统各部件热负荷随吸收温度和发生温度的变化趋势图,从图16可以看出,在吸收温度从25°C增大到38°C的同时,发生器热负荷 $Q_g$ 从7.96kW增大到8.45kW,吸收器热负荷 $Q_{ab}$ 从7.16kW增大到7.21kW,冷凝器热负荷 $Q_c$ 从5.80kW增大到6.23kW,溶液热交换器热负荷 $Q_{ex}$ 从2.97kW增大到4.32kW。

图17表明,当发生温度从52°C增大到62°C时,发生器热负荷 $Q_g$ 从8.00kW增大到8.47kW,吸收器热负荷 $Q_{ab}$ 从7.12kW增大到7.19kW,冷凝器热负荷 $Q_c$ 从5.88kW增大到

6.27kW，溶液热交换器热负荷  $Q_{ex}$  从 3.09kW 增大到 4.24kW。

图 16 各部件热负荷随吸收温度变化曲线

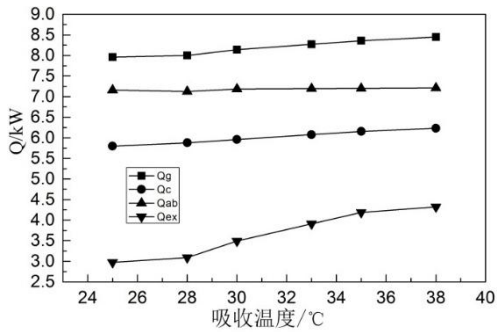
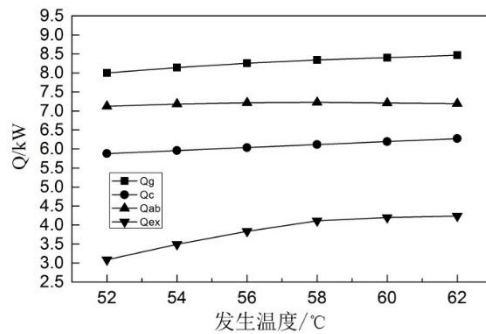


图 17 各部件热负荷随发生温度变化曲线



#### 4.4.4 吸收温度和发生温度对系统 COP 的影响

图 18 和 19 分别为系统 COP 随着吸收温度和发生温度的变化曲线，从两图可以看出，随着吸收温度和发生温度的增大，系统 COP 都呈现下降趋势。图 18 显示，当吸收温度从 25°C 增大到 38°C 的过程中，系统 COP 从 0.61 下降到了 0.57。从图 19 可以看出，在发生温度从 52°C 增大到 62°C 的过程中，系统 COP 也从 0.60 降到了 0.57。这是因为在系统制冷负荷恒定的条件下，发生器热负荷和溶液泵功率都随着吸收温度和发生温度的升高而增大，因此，系统 COP 会逐渐下降。

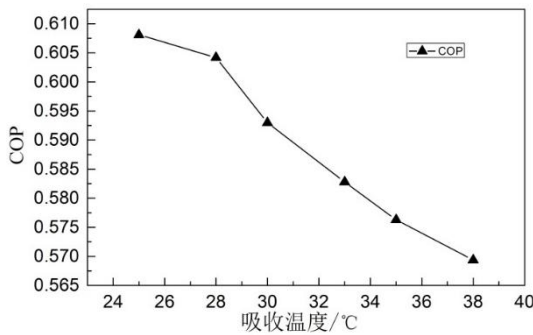


图 18 系统 COP 随吸收温度变化曲线

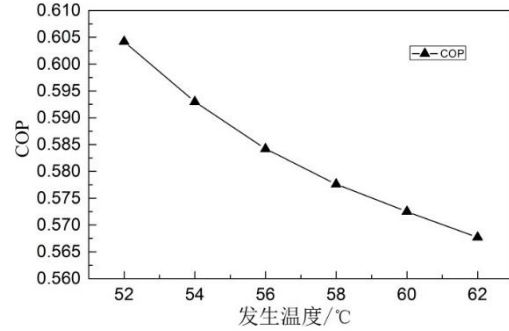


图 19 系统 COP 随发生温度变化曲线

#### 4.4.5 吸收温度和发生温度对发生器热水出口温度的影响

图 20 和 21 分别为发生器热水出口温度随吸收温度和发生温度的变化曲线，从两图可以看出，随着吸收温度和发生温度的升高，发生器热水出口温度都呈现下降趋势。图 20 表明，当吸收温度从 25°C 增大到 38°C 的时，发生器出口热水温度从 87.4°C 降低到了 87.0°C；而图 21 表明，在发生温度从 52°C 增大到 62°C 的过程中，发生器热水出口温度也从 87.4°C 降低到了 87.0°C。

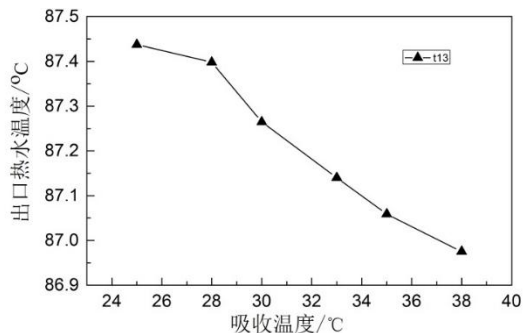


图 20 发生器热水出口温度随吸收温度变化曲线

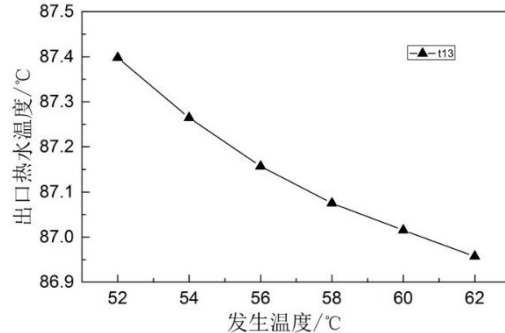


图 21 发生器热水出口温度随发生温度变化曲线

## 5 结论

本章陈述了微型吸收式制冷系统的工作原理，并对采用的新型工质对 R134a/[Emim]BF<sub>4</sub>-NMP 进行了介绍，其优良的特性决定其适合应用在车载吸收式制冷系统中；

对系统各部件进行了热力学分析，并根据系统循环进行了热力计算，在此基础上，分析了在不同冷凝温度、蒸发温度、吸收温度和发生温度下，系统相关参数和性能的变化情况；

分析结果显示，在系统制冷量恒定的条件下，冷凝温度、吸收温度以及发生温度与系统 COP 成负相关关系，而蒸发温度与系统 COP 成正相关关系。

### 参考文献

- [1] 卞宜峰, 何国庚, 蔡德华, 等. 吸收式制冷工质对的研究进展[J]. 制冷学报, 2015, 36(6):17-26.
- [2] 孔丁峰, 柳建华. 氨水吸收式制冷系统中制冷剂提纯的研究进展[J]. 化工机械, 2013, 40(5):552-556.
- [3] 徐士鸣, 袁一. 氨水吸收式制冷循环的分析与改进[J]. 大连理工大学学报, 1996(4):445-450.
- [4] Wu Y, Chen Y, Wu T. experimental researches on characters of vapor-liquid equilibrium of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O-LiBr system [J]. international journal of refrigeration, 2006, 29:328-335.
- [5] Ramesh Kumar A, Udayakumar M. comparison of the performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN GAX and GAX absorption compression (GAXAC) cooler [C]. international sorption heat pump conference, Seoul, 2008.
- [6] Yokozeki A, Shiflett M B. vapor-liquid equilibria of ammonia + ionic liquid mixture [J]. applied energy, 2007, 84: 1258-1273.
- [7] Romero R J, Guillen L, Pilatowsky I. monomethylamine –water vapour absorption refrigeration system [J]. applied thermal engineering, 2005, 25:867-876.
- [8] 鞠晓群. 以 TFE-TEGDME 为工质的单级吸收式制冷循环研究[D]. 大连海事大学, 2012.
- [9] 马一太, 王伟. 制冷剂的替代与延续技术[J]. 制冷学报, 2010, 31(5):11-17.
- [10] Poling B E, Prausnitz J M, O'connell J P. The properties of gases and liquids[M]. New York: Mcgraw-hill, 2001.
- [11] 雷斌义. 余热驱动的微型车载吸收式制冷系统特性研究[D].长沙: 中南大学制冷及低温工程系, 2017.